VISIT…

LANZAROTE Caliente.COM

Расчет торсиона несущего винта в системе MSC.Nastran

Лебедев И.М., КГТУ (КАИ) им.А.Н.Туполева, Казань

Рассматриваются вопросы расчета упругой балки (торсиона) несущего винта легкого вертолета. Балка выполнена из многослойного стеклопластика, чередующегося со слоями резины. В качестве основного параметра исследуется жесткость системы. Различные расчетные схемы сравниваются с экспериментальными данными.

ВВЕДЕНИЕ

Несущая система – самый нагруженный узел вертолета, который во многом определяет характеристики машины. Основные проблем, связанные с проектированием и эксплуатацией несущих систем – высокий уровень вибраций и сложность (а соответственно, - и стоимость) обслуживания. Разработки улучшенных вариантов несущих систем ведутся постоянно. Основное направление развития, наряду с обязательным совершенствованием аэродинамики, включает также развитие кинематической схемы. Жесткая карданная подвеска и внедрение эластомерных подшипников – одно из таких направлений.

В восьмидесятые годы все основные вертолетные фирмы США (Bell, Boeing и Sikorsky) принимали участие в конкурсном проекте на разработку экспериментального несущего винта – Flight Research Rotor (FRR), который должен был стать прообразом винта интегральной технологии – Integrated Technology Rotor.[1] Предполагалось, что несущий винт станет бесподшипниковым, а функции вертикального, горизонтального и осевого шарниров возьмет на себя «упругая балка», жесткая на изгиб и податливая на кручение. Эти две характеристики в некотором роде противоречивы. С одной стороны, меньшая жесткость позволяет снизить нагрузки на систему управления, и следовательно, увеличить ресурс. С другой стороны, большая жесткость позволяет эти нагрузки увеличить, и следовательно, повысить управляемость и маневренность. Фирмы по разному подошли к решению этой задачи, однако все предложенные ими решения базировались на использовании композиционных материалов. Либо это были углепластиковые манжеты для передачи управляющего усилия на упруго закрепленную лопасть, либо упругая балка с чередующимися слоями жесткого углепластика и относительно мягкого стекловолокна.

Аналогичным путем пошли конструкторы несущей системы легкого вертолета «Ансат». Путем перебора различных вариантов в качестве основного была выбрана схема, предложенная в свое время фирмой Hughes для вертолета АН-64. Втулка образована двумя упругими ортогонально расположенными балками (торсионами), к концам которых крепятся лопасти. На несущем винте балки закрепляются системой прокладок, стальных крышек и болтов. Однако, в отличие от схемы Hughes, управление лопастью осуществляется через стеклопластиковые манжеты - кожухи. Один край манжета через металлический переходник жестко крепится к лопасти; другой, с помощью сферического подшипника – на упругой балке. На рис.1 показана «четверть» всей системы – половина упругой балки и один манжет. Сама упругая балка в центральной части для уменьшения крутильной жесткости образована чередованием слоев стеклопластика и резины и имеет сквозные вырезы. На рис.2 показана конечно-элементная модель половины торсиона.

В отраслевой лаборатории прочности и надежности при кафедре Строительной механики летательных аппаратов КГТУ им.Туполева периодически ппроводятся испытания различных вариантов втулки. В первую очередь цель этих экспериментов - оценка жесткостных параметров системы и усталостной прочности. По этой причине, а также из-за ограничения на размеры тензодатчиков отсутствуют данные о напряжениях в отдельных слоях.

Для наработки методов анализа таких конструкций и их последующего внедрения в учебную практику на имеющейся в наличии университетской версии системы MSC.Nastran выполнен ряд расчетов статической прочности. Некоторые результаты приведены в докладе.

[1] Авиастроение. Экспресс-информация. М.,ВИНИТИ, 1985. 50с.

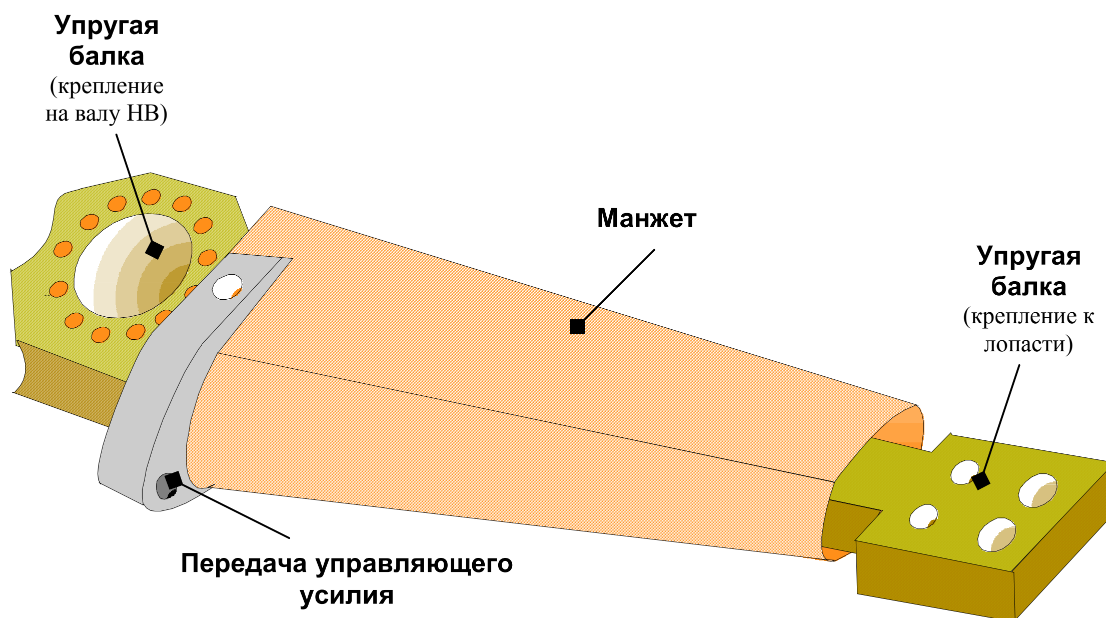


Рис. 1 Схема втулки НВ

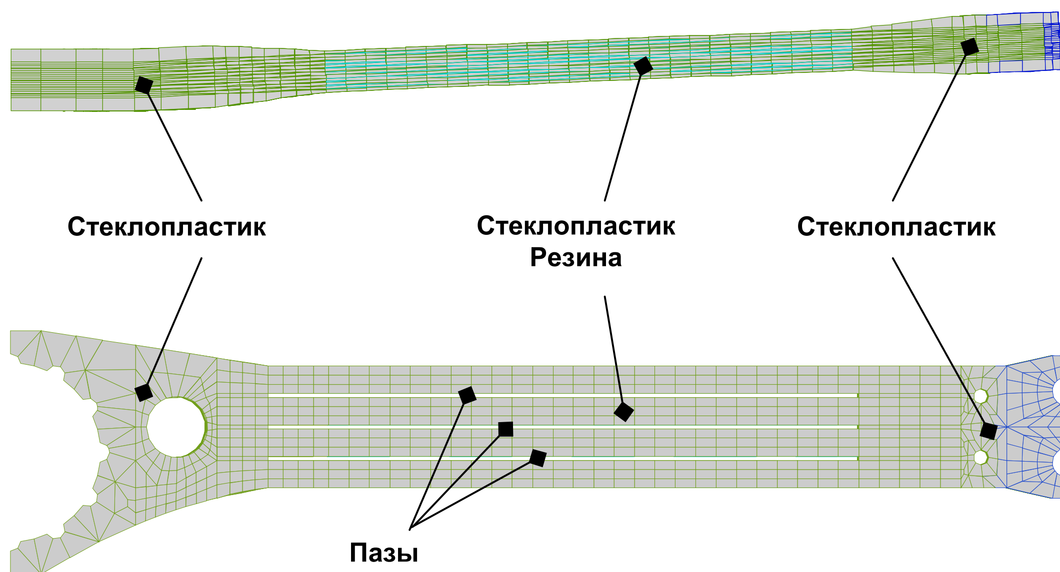


Рис.2 Конечно-элементная модель упругой балки (торсиона).

ОПИСАНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ

По высоте сечения балка моделируется 11 слоями резины (по 0.6 мм) и 12 слоями стеклопластика (постоянной толщины – 2.8 мм – в центральной части, и переменной – в зонах крепления).

Использовались 8-узловые HEXA элементы. В зонах крепления также использованы 6 узловые элементы PENTA.

Для стеклопластика принят 3D анизотропный материал. По резине точные данные отсутствовали. Известные экспериментальные данные по пределу прочности на сдвиг и растяжение имеют очень большой разброс значений (до 80%), во многом определяемый технологией изготовления (условиями вулканизации). Поэтому для линейной статики было принято G = 0.2 кгс/мм^2, μ = 0.499. Для нелинейной постановки рассматривались два варианта эластомеров в постановке Муни-Ривлина со следующими коэффициентами

а) C10=0.08 кгс/мм^2 , C01=0.02 кгс/мм^2 [исходя из рекомендации G = 2(C10+C01)];

б) C10=0.015 кгс/мм^2 , C01=0.01 кгс/мм^2.

Ограничение на число узлов в университетской версии (25000) повлияло на качество сетки.

В расчетах использовались две модели, для аналогов которых рашее были выполнены эксперименты.

1. Элемент упругой балки – стержень.
2. Упругая балка, рис.2, 3. В силу симметрии рассматривалась половина реальной конструкции. Также для упрощения слои резины приняты постоянной длины вдоль торсиона. На готовом изделии слои резины, расположенные ближе к центру, короче (реализован «ласточкин хвост» по высоте и по ширине балки). Полная модель включает 22300 узлов, 16800 элементов.

Часть экспериментальных исследований выполнялась на «полной» конструкции втулки – упругая балка плюс манжет. В данном докладе влияние манжеты не рассматривается, рассматривается только торсион.

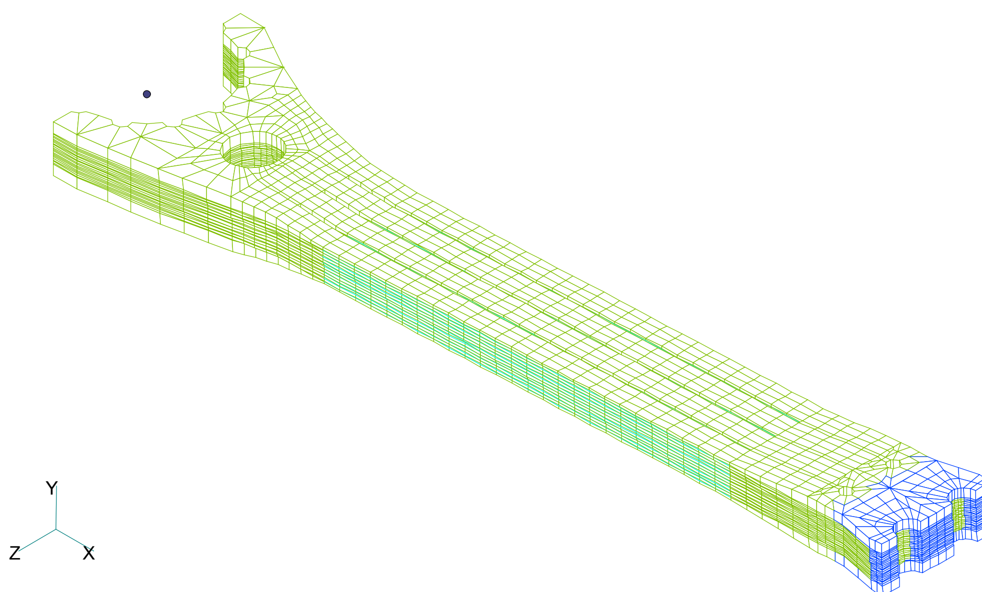


Рис.3 Модель торсиона

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

Расчет 1

Элемент торсиона (стержень) нагружен крутящим моментом и изгибающим моментом в плоскости взмаха.

Рассмотрены 3 модели – две нелинейные и одна линейная.

Рис.4-5 характеризуют деформированное состояние и распределение нормальных напряжений для линейной постановки. Совпадение с экспериментом по прогибам – порядка 10%. Несмотря на такое совпадение, необходимо сделать несколько замечаний. Во-первых, картина распределения напряжений далека от реальности. Во-вторых, форма прогиба близка к форме прогиба изотропной балки. Однако первые эксперименты по нагружению натурных образцов выявили специфическую S-образную форму. Именно такая форма была получена для нелинейных моделей (рис.6,8). Отличие от эксперимента по прогибам составило менее 3%. Кроме точного отражения формы деформирования, нелинейные модели позволили выявить зоны максимальных деформаций в резине (рис.7,9). В этих зонах при усталостных испытаниях произошло разрушение материала.

Расчет 2

Рассматривалась полная модель упругой балки. На рис.10 и 11 показаны условия закрепления и нагружения для линейной статики; на рис.12 – деформированное состояние, на рис.13 – распределение нормальных напряжений в слоях резины. На рис.14 перемещения в плоскости взмаха и вращения сравниваются с соответствующими экспериментальными данными. По условиям проведения испытаний нормальные напряжения нормировались только в одном, крайнем сечении. Нагрузка в плоскости вращения отсутствовала, появление перемещений вызвано конструктивной асимметрией.

Расчет 3

Рассматривалась полная модель упругой балки. Нагружение выполнялось как в плоскости вращения, так и в плоскости взмаха. На рис. 15-16 представлено деформированное состояние торсиона. За счет более низкой жесткости в плоскости вращения форма прогиба (рис.16) характеризуется более выраженной S-образностью.

ВЫВОДЫ

Использование линейных моделей позволяет получить хорошие оценки по прогибам в плоскости взмаха. Менее точное совпадение получено для изгиба в плоскости вращения и очень большое расхождение с экспериментом - в случае кручения. Здесь точность определения сдвиговых характеристик, а также коэффициента Пуассона оказывает значительное влияние на результаты расчетов.

Использование нелинейных моделей позволяет получить близкую к реальной картину напряженно-деформированного состояния. Однако и в этом случае для получения корректных результатов необходимо предварительно экспериментальным путем определить характеристики резины для выбранной расчетной модели.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты данной работы будут положены в основу курсовой работы по теме «Расчет на прочность и методы испытаний композиционных конструкций».
В дальнейшем, в рамках подготовки магистров, планируется расширенное исследование полной модели торсиона с использованием нелинейных подходов как в задачах статики, так и динамики.

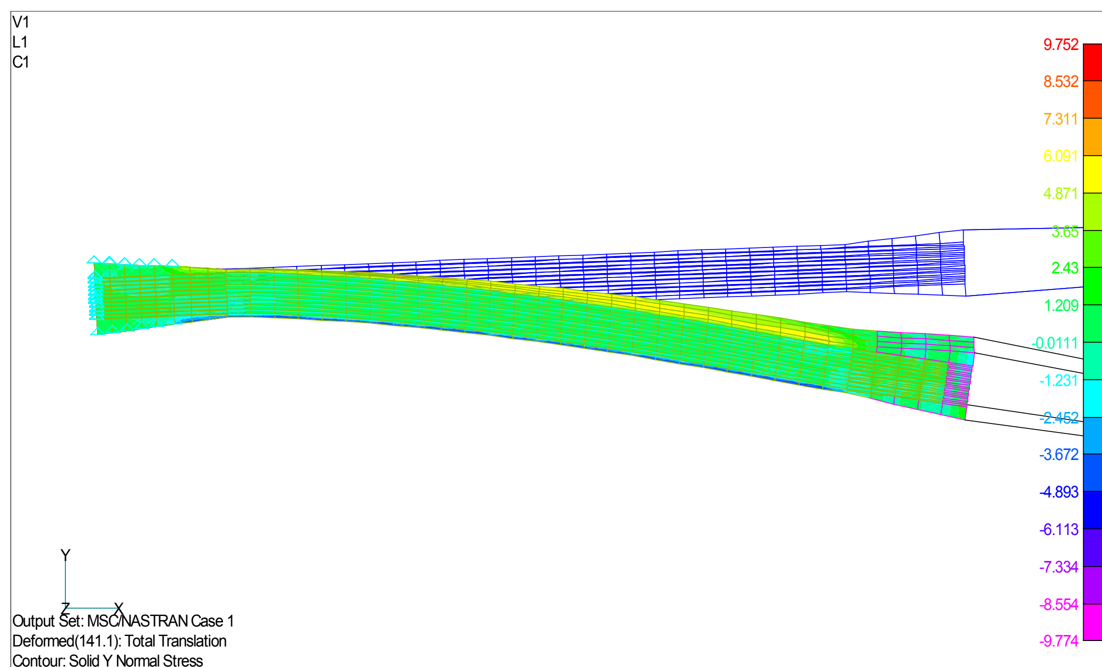


Рис. 4 Деформированное состояние и распределение нормальных напряжений в плоскости взмаха.

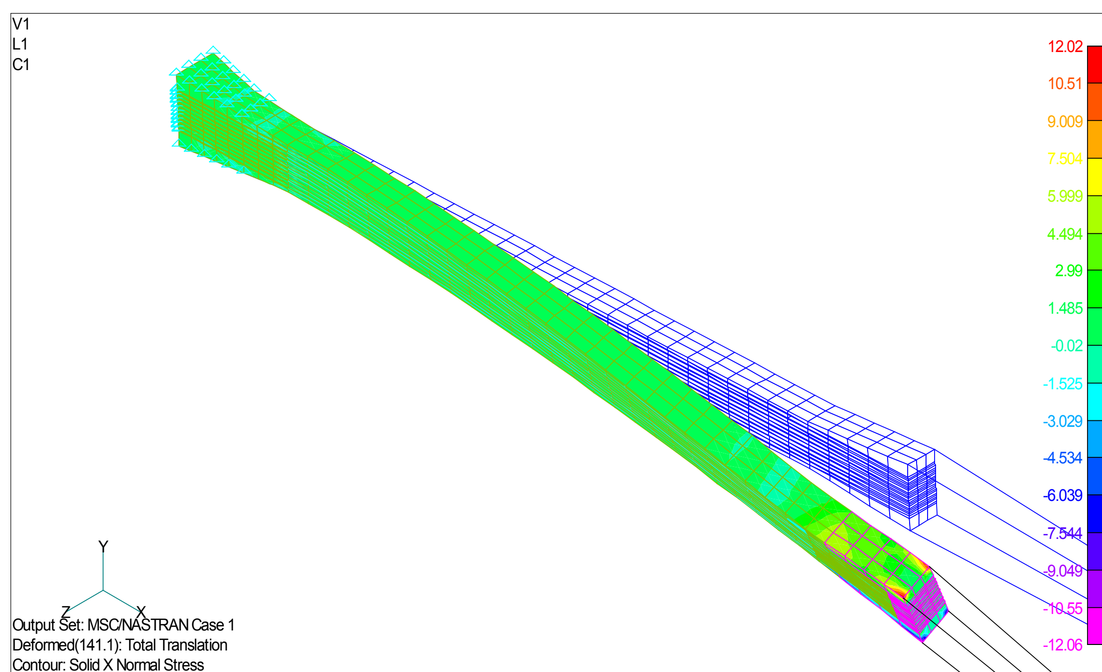


Рис. 5 Деформированное состояние и распределение нормальных напряжений по оси X.

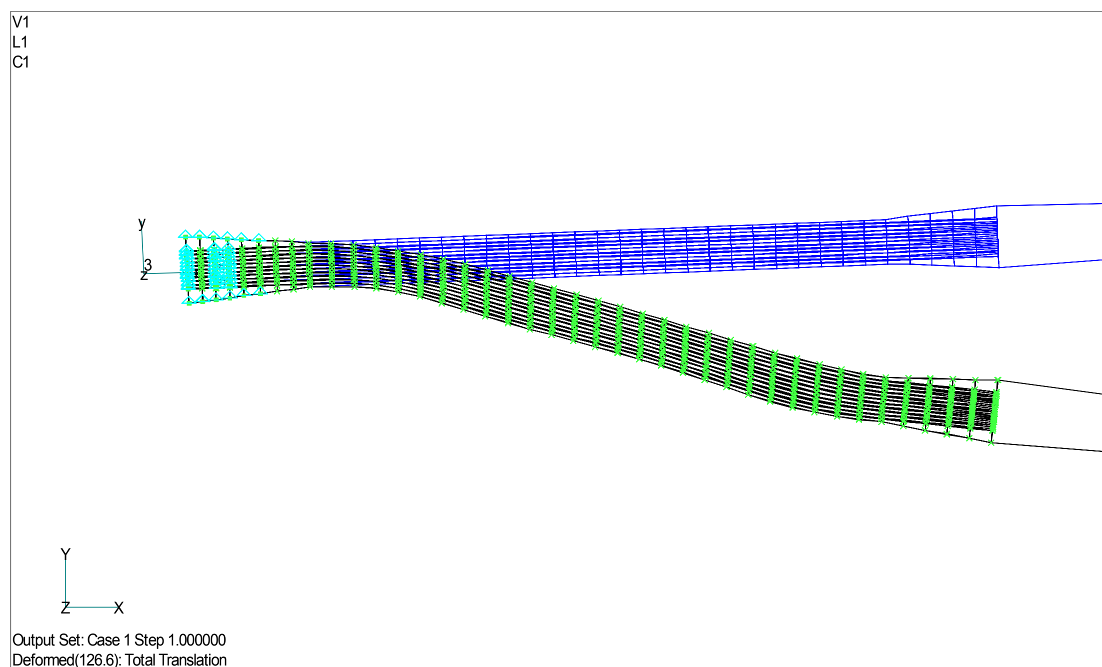


Рис. 6 Деформированное состояние. Эластомер, C10=0.015, C01=0.01

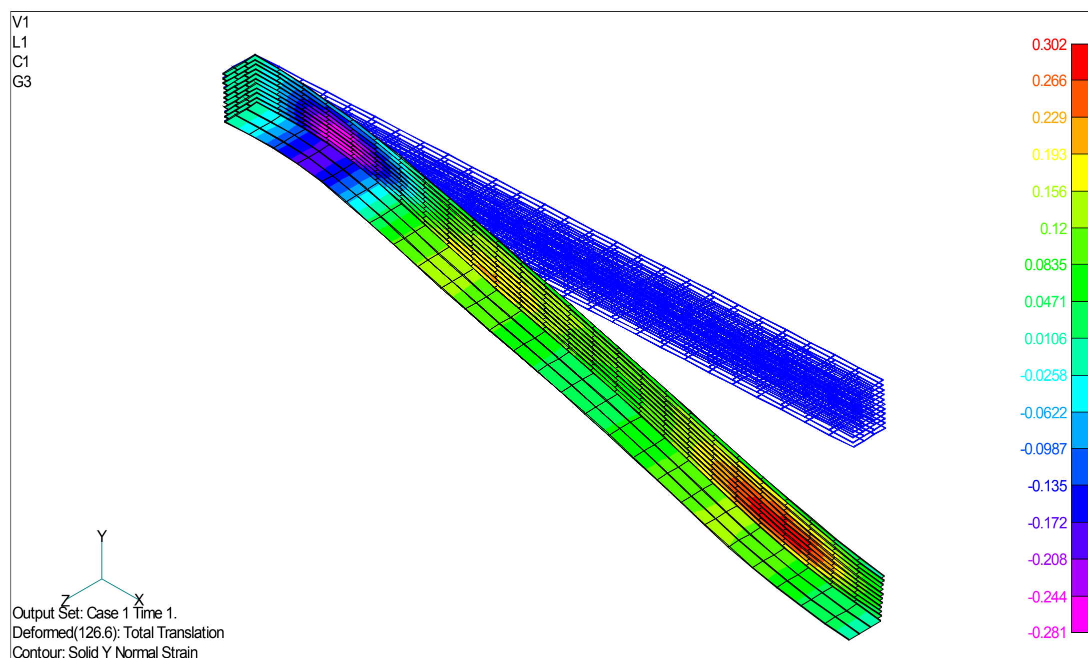


Рис. 7 Распределение деформаций в слоях резины в плоскости изгиба. Эластомер, C10=0.015, C01=0.01

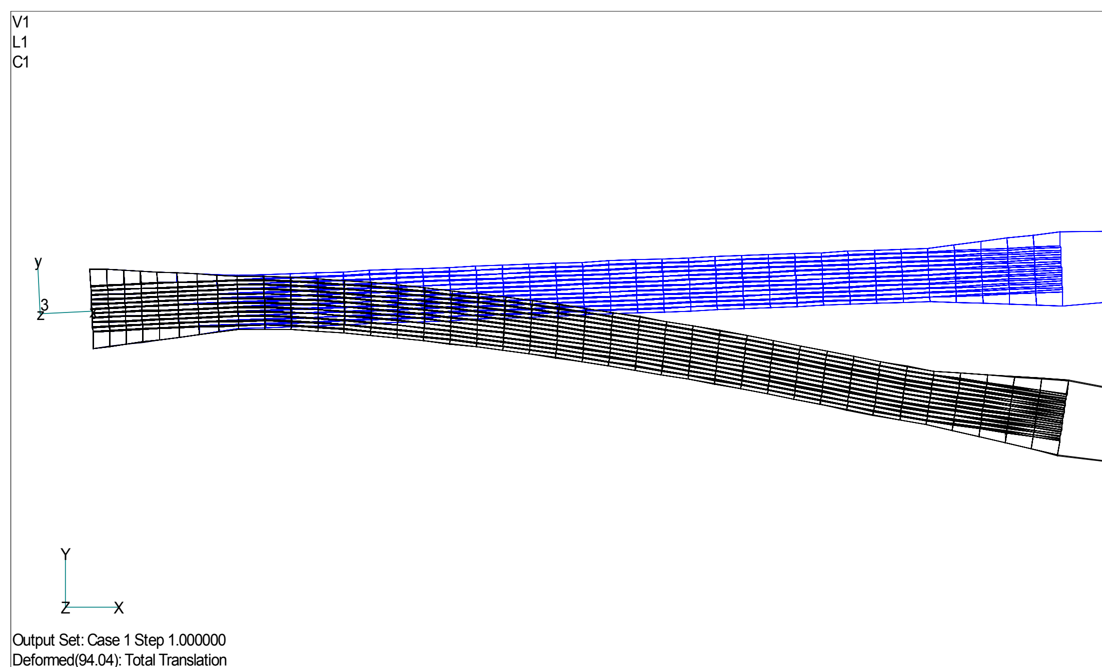


Рис. 8 Деформированное состояние. Эластомер, С10=0.08, С01=0.02

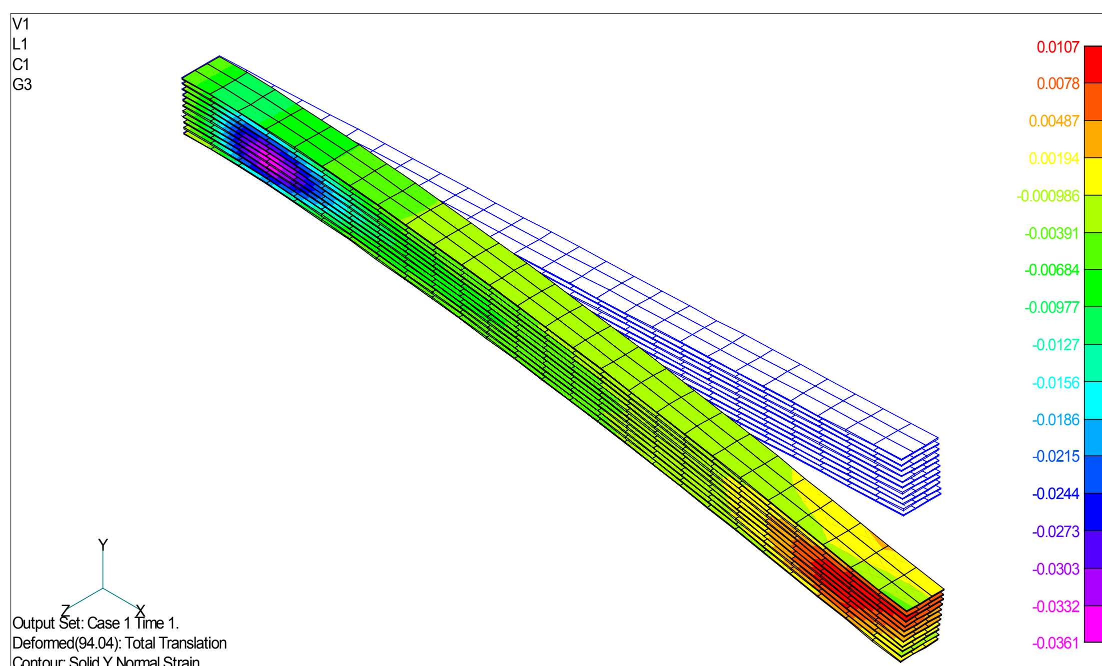


Рис. 9 Распределение деформаций в слоях резины в плоскости изгиба. Эластомер, С10=0.08, С01=0.02

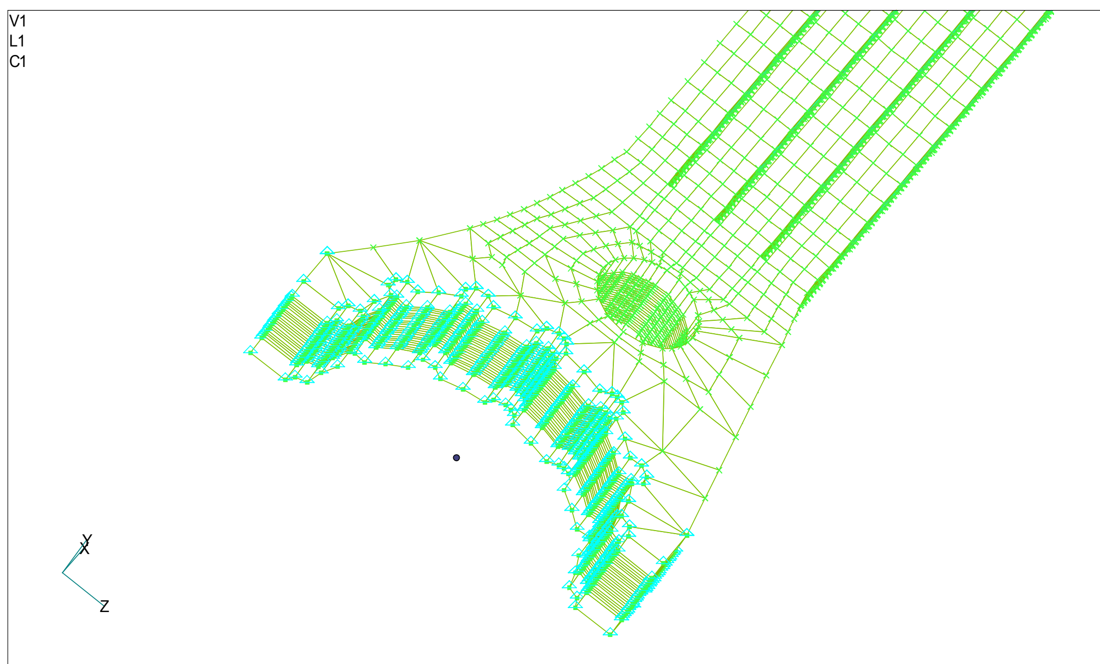


Рис.10 Определение граничных условий для перемещений

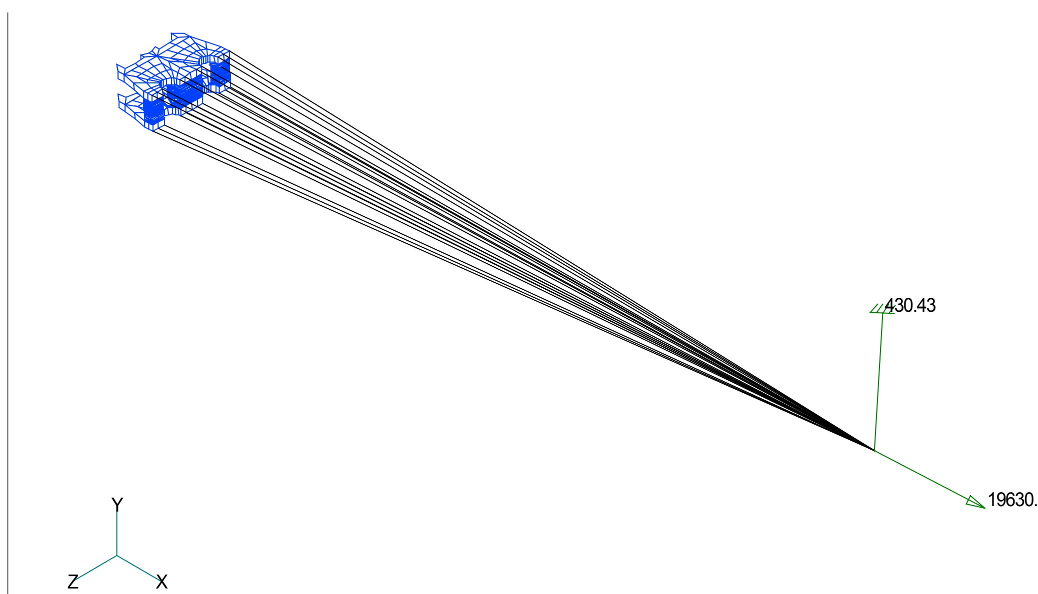


Рис.11 Определение граничных условий для нагружения.
Полная модель. Линейная постановка.



**Рис.12 Деформированное состояние.
Полная модель. Линейная постановка.**



**Рис.13 Распределение нормальных напряжений в слоях резины.
Полная модель. Линейная постановка.**



**Рис.14 Распределение перемещений в направлении
оси Y и Z по длине торсиона.**

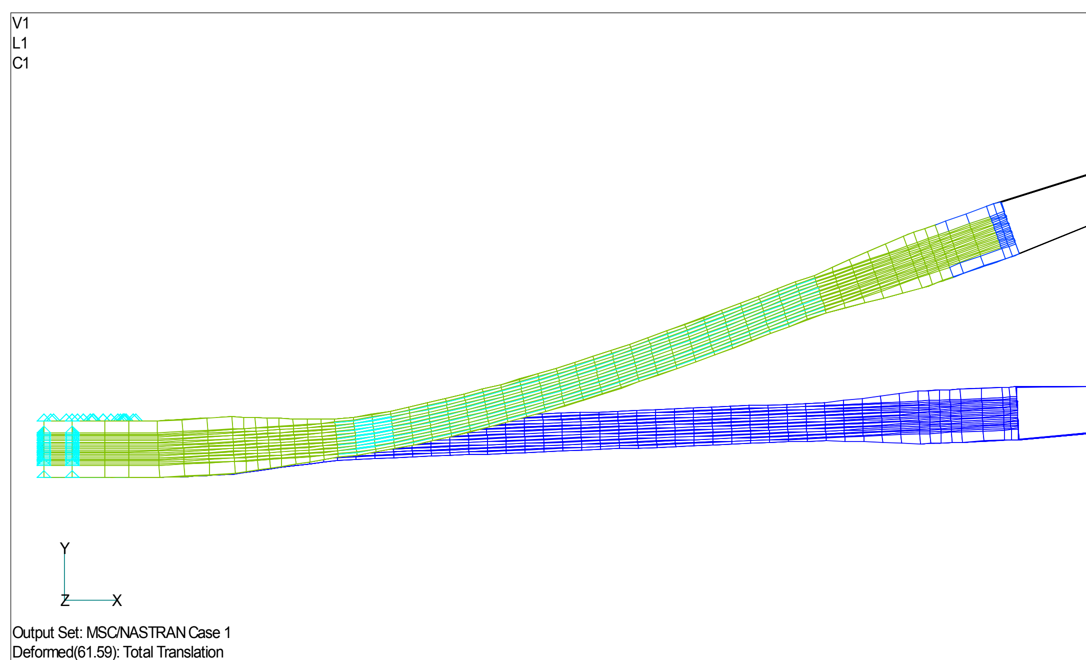


Рис.15 Прогиб торсиона в плоскости взмаха.

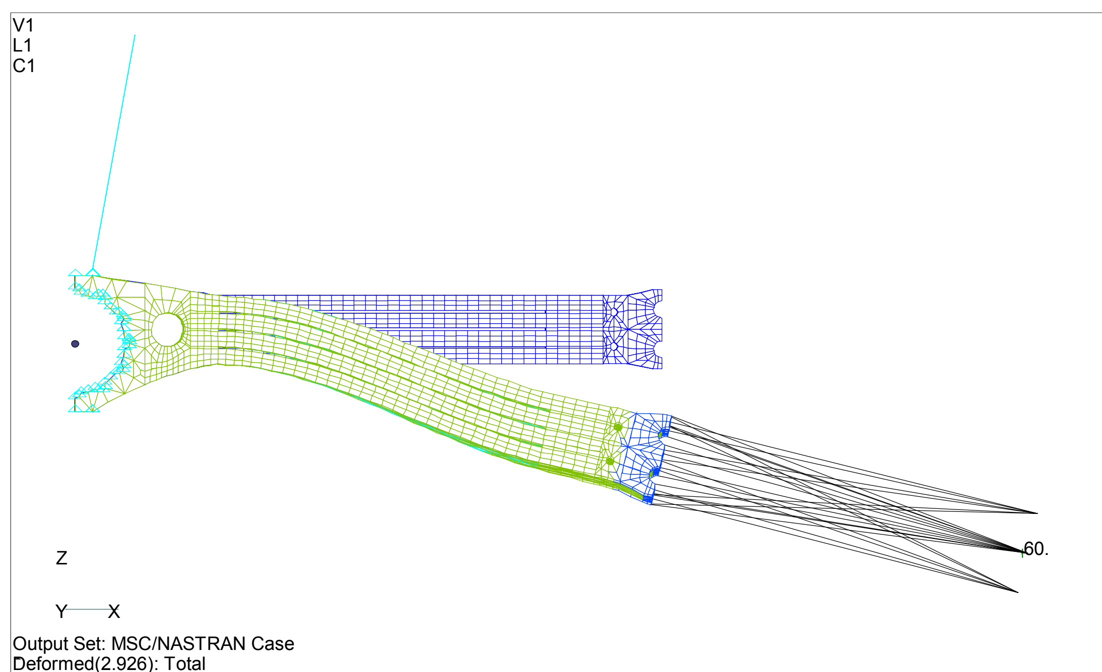


Рис.16 Прогиб торсиона в плоскости вращения.